УДК 62-82:621.98

В.И. МИРНЫЙ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПЕРФОРАЦИОННОГО ПРЕССА ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

В работе рассмотрены вопросы повышения производительности гидропривода пресса за счет изменения его конструктивных и функциональных параметров.
***Ключевые слова**: пресс, гидропривод, быстродействие, гидропневмоаккумулятор, гидромеханические упоры.*

Введение. Гидравлический привод давно и весьма успешно используется в кузнечно-штамповочном производстве. Широкое распространение получил он и в гидравлических прессах. Имея ряд преимуществ по сравнению с прессами с механическим приводом, гидропривод имеет сравнительно низкое быстродействие, поэтому на производстве, если требуется быстродействие 400 и более рабочих ходов в минуту при холодной листовой штамповке, предпочтение зачастую отдается механическим прессам.
Постановка задачи. Нами была поставлена задача повысить быстродействие гидравлических прессов до уровня механических прессов.
Метод решения. В качестве пресса-прототипа была взята модель гидравлического перфорационного пресса циклического действия «Модель ППГ 160.00.001.» (рис.1). Номинальное усилие пресса 1600 кН (160т.с.), частота ходов ползуна до 70 рабочих ходов в минуту.

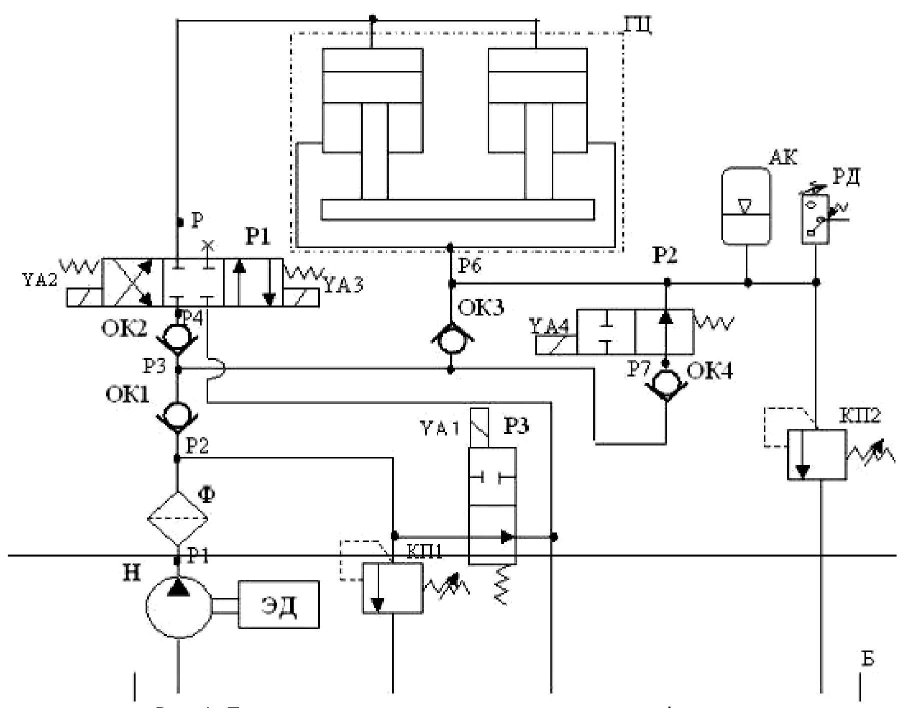


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема перфорационного пресса усилием 1600 кН

Пресс-прототип работает следующим образом. При первом включении после длительного останова запускается электродвигатель ЭД. Затем подается питание на электромагниты YA1 и YA2, что способствует заполнению рабочей жидкостью гидроаккумулятора АК, одновременно рабочая жидкость поступает в штоковые полости гидроцилиндров ГЦ, переводя их поршни в рабочее (верхнее) положение, после чего питание с электромагнитов YA1 и YA2 можно снять.

Для совершения ползуном рабочего хода (вниз) питание подается на обмотки электромагнитов YA1, YA3, YA4. Поршни гидроцилиндров ГЦ перемещаются вниз, при этом в их поршневые полости подается рабочая жидкость от гидронасоса Н, от гидроаккумулятора АК и из штоковых полостей самих гидроцилиндров ГЦ, включенных по дифференциальной схеме – осуществляется быстрый подвод инструмента, установленного на ползуне, к обрабатываемой заготовке.

При упоре инструмента в обрабатываемую (вырубаемую или пробиваемую) деталь давление в системе повышается, обратный клапан ОК3 закрывается, и пробивание осуществляется только за счет подачи гидронасоса Н, при этом вытесняемая из штоковых полостей гидроцилиндров ГЦ рабочая жидкость поступает в гидроаккумулятор АК, поднимая в нем давление.

После выхода инструмента из пробиваемой детали, снимается питание с электромагнитов YA3 и YA4 и подается питание на электромагнит YA2. В этом положении распределителей Р1 и Р2 осуществляется обратный ход ползуна – подъем в верхнее положение. После подъёма ползуна на заданную высоту снимается питание с электромагнита YA2, поршни гидроцилиндров ГЦ вместе с ползуном и закреплённым на нём инструментом останавливаются в верхнем положении на время, необходимое для перемещения обрабатываемой заготовки, после чего цикл повторяется.

В рассматриваемом гидравлическом приводе клапан КП1 служит для защиты от перегрузки гидронасоса Н, а клапан КП2 служит для защиты от перезарядки гидропневмоаккумулятора АК, реле давления РД останавливает работу системы при падении давления в цепи гидропневмоаккумулятора АК ниже допустимого уровня.

Анализ работы исходной схемы пресса циклического действия «МОДЕЛЬ ППГ 160.00.001». Для данной модели была разработана математическая модель [1] и специальная программа её численного решения. Результаты расчёта исходной схемы пресса приведены на рис.2-7. Как следует из рисунков, собственно циклическая его работа начинается с третьей секунды после запуска пресса в работу, что объясняется необходимостью перевода гидромеханической системы пресса в рабочее состояние – зарядкой гидропневмоаккумулятора, установкой ползуна в исходное положение и т.д. Расчёт проводился для максимально возможной толщины прорубаемой заготовки, равной 10мм. В этом случае касание пуансоном заготовки происходит при его перемещении, равном 20 мм, а выход с другой стороны заготовки при ходе, равном 30 мм.

На рис.2 приведены график изменения во времени перемещения пуансона в процессе пробивания заготовки и график изменения давления в поршневых полостях гидроцилиндров. Анализ кривых показывает, что до момента касания пуансоном заготовки давление в поршневых полостях гидроцилиндров имеет незначительную величину, необходимую для прида-

ния ползуну ускорения и преодоления противодавления со стороны штоковых полостях гидроцилиндров ГЦ, которое вызвано тем, что рабочая жидкость вытесняется в гидропневмоаккумулятор, в котором рабочая жидкость постоянно находится под давлением, величина которого определяется его предварительной зарядкой и количеством рабочей жидкости, поступившей в гидропневмоаккумулятор в процессе функционирования пресса-прототипа.

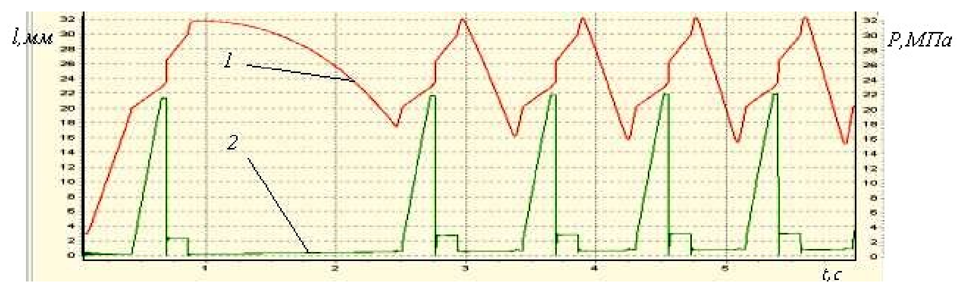


Рис.2. Графики изменения во времени *t* перемещения пуансона (1) и давления *P* в поршневой полости гидроцилиндра (2) в процессе прорубания заготовки

С момента соприкосновения инструмента с поверхностью пробиваемой заготовки давление в рабочей полости гидроцилиндров начинает расти в соответствии с ростом величины реакции со стороны заготовки, действующей на движущийся пуансон (см.рис.2). Рост этот продолжается до достижения давления некоторого максимального значения, при котором начинается разрушение целостности структуры заготовки (скол). Далее, через короткое время после прохождения пуансоном некоторого расстояния происходит полное разрушение заготовки – её пробивание. При этом сила противодействия со стороны заготовки перемещению пуансона практически прекращается, что вызывает его значительное ускорение за счёт расширения сжатой в поршневых полостях гидроцилиндров рабочей жидкости, а следовательно, и значительное увеличение скорости его движения. Затем вновь возникает противодействующая сила, вызванная необходимостью проталкивания отходов сквозь матрицу, которую можно считать постоянной. Этому процессу соответствует определённое, незначительное по величине и постоянное во времени давление (см.рис.2).

Обращает на себя внимание тот факт, что в момент срыва отхода давление в поршневой полости гидроцилиндров падает до нуля. Это весьма нежелательное явление, так как оно приводит к кавитации и как следствие к появлению в рабочем объёме гидравлической системы свободных (нерастворённых) газов, что чрезвычайно вредно для работы гидравлических приводов, особенно приводов со значительными скоростями движения выходных звеньев.

На рис.3 показаны графики изменения в процессе рабочего цикла давлений на выходе гидронасоса (кривая 1), в поршневых полостях гидроцилиндров (кривая 2) и в гидропневмоаккумуляторе (кривая 3). Анализ кривых показывает, что рабочее давление гидроцилиндров повышается по мере роста давления в рабочей полости гидропневмоаккумулятора, так как это давление противодействует рабочему перемещению ползуна, а следовательно, снижает эффективность работы пресса-прототипа.

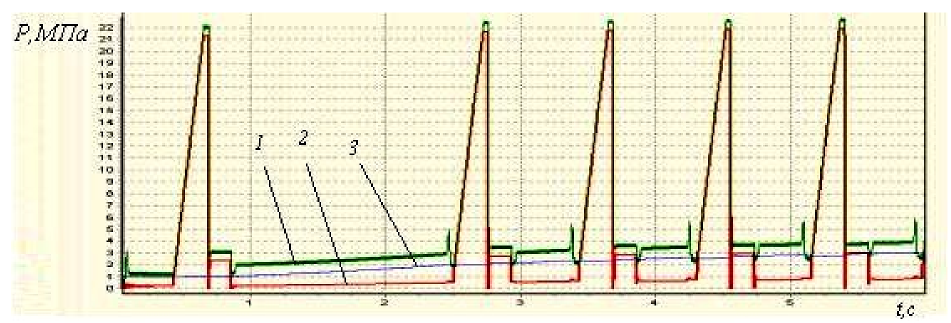


Рис.3. Графики изменения во времени *t* давлений на выходе гидронасоса (1), в поршневой полости гидроцилиндра (2) и в гидроаккумуляторе (3) в процессе пробивания заготовки

Анализ возможных путей повышения производительности исходной схемы пресса-прототипа «МОДЕЛЬ ППГ 160.00.001». Теоретический анализ работы пресса-прототипа указывает на то, что его работа стабилизируется на 5-6-й секунде после начала работы, поэтому анализ поисков путей повышения его производительности будем осуществлять с использованием графиков, представленных на рис.4-7, которые соответствуют работе пресса в интервале времени между 5-й и 10-й секундами.

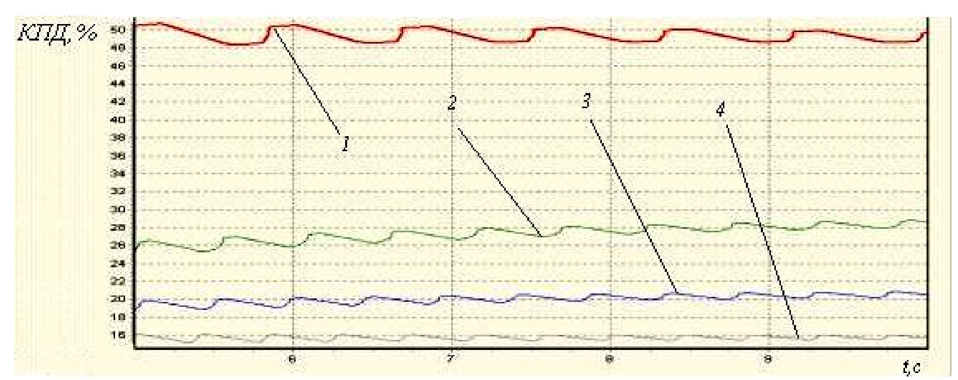


Рис.4. Графики изменения во времени *t* среднециклового КПД (%) исходной схемы пресса при различных значениях рабочего объёма насоса (см^3): 1 – $q_н$ = 50; 2 – $q_н$ = 100; 3 – $q_н$ = 150; 4 – $q_н$ = 200

Прежде всего обратим внимание на то обстоятельство, что гидропривод пресса-прототипа использует насосно-аккумуляторный источник питания. Однако первичным источником энергии и расхода рабочей жидкости в нём является гидронасос. Следовательно, повышение производительности пресса, которое неизбежно приведёт к повышению потребной мощности гидросистемы и расхода рабочей жидкости в ней, возможно только за счёт повышения производительности гидронасоса.

В соответствии с этой предпосылкой произведены расчёты работы пресса с гидронасосами, имеющими различные рабочие объёмы (рис.4,5). Результаты показали, что действительно при изменении рабочего объёма, используемого в исходной схеме пресса гидронасоса (50, 100, 150 и 200 см^3) частота его срабатывания увеличивается с 72 до 112, 127 и 137 ударов в минуту соответственно (рис.5). Однако при этом значительно уменьшается

коэффициент полезного действия пресса с 49% до 26%, 21% и 16% соответственно.

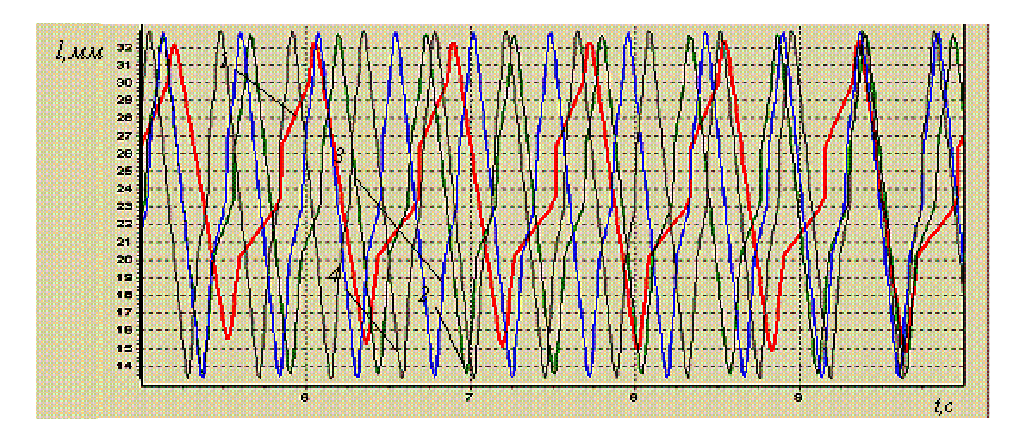


Рис.5. Графики изменения во времени t перемещения пуансона l исходной схемы пресса при различных значениях рабочего объёма насоса (см³): 1 – $q_н$ = 50; 2 – $q_н$ = 100; 3 – $q_н$ = 150; 4 – $q_н$ = 200

Указанное снижение коэффициента полезного действия пресса-прототипа при использовании гидронасосов повышенной производительности объясняется тем, что в этом случае неизбежно повышается рабочее давление гидропневмоаккумулятора, но при этом срабатывает предохранительный клапан, который в используемой схеме настроен на сравнительно низкое давление (4 МПа). В результате часть рабочей жидкости вместе с сообщённой ей от гидронасоса энергией сбрасывается в гидробак.

Сброс рабочей жидкости через предохранительный клапан КП2 можно ограничить, повысив давление его настройки, что и было учтено при дальнейших расчётах (рис.6,7). Анализ работы гидропресса, оснащённого гидронасосом с рабочим объёмом, равным 150 см³, производился при давлениях настройки предохранительного клапана КП2 равным 4 МПа (исходный вариант), а также при давлениях его настройки 8 и 12 МПа.

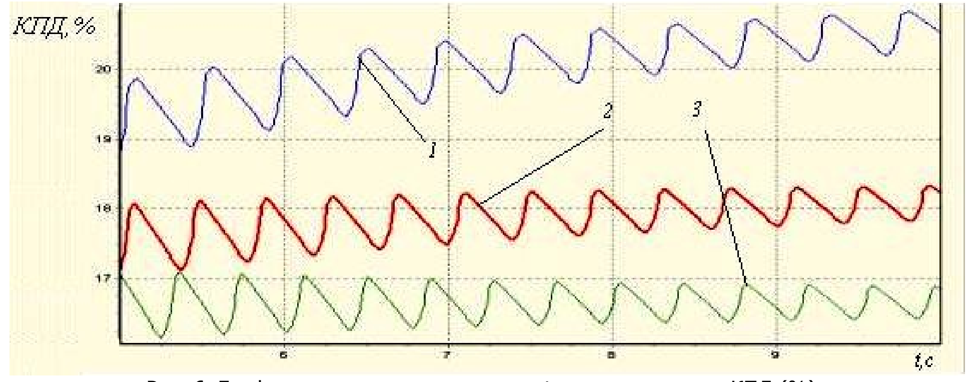


Рис. 6. Графики изменения во времени t среднециклового КПД (%) исходной схемы пресса с рабочим объёмом гидронасоса $q_н$ = 150 см³ при различных значениях величины настройки предохранительного клапана КП2: 1 – $p_{КП2max}$ = 4 МПа; 2 – $p_{КП2max}$ = 8 МПа; 3 – $p_{КП2max}$ = 12 МПа

Анализ результатов дополнительных расчётов показал, что действительно потеря рабочей жидкости при этом уменьшается. В результате частота срабатывания пресса-прототипа повышается с 127 до 148 и 157 ударов в минуту соответственно (рис.7). Но при этом его коэффициент полезного действия уменьшается с 21% до 18% и 16% соответственно (см.рис.6).

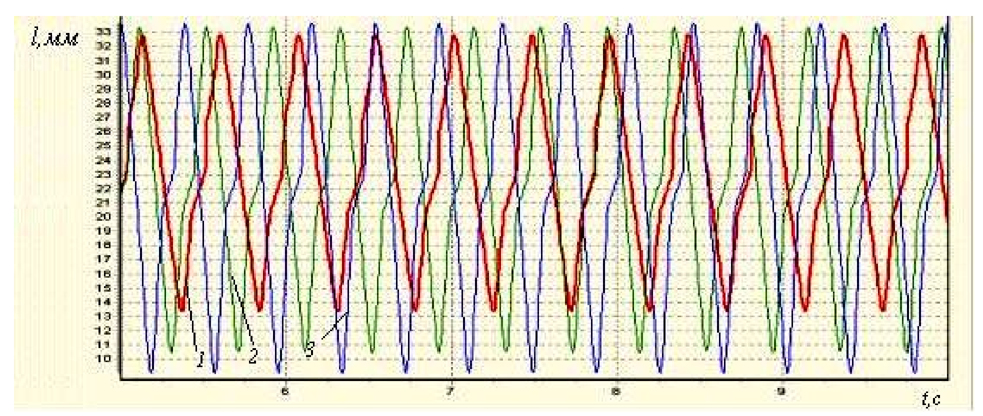


Рис.7. Графики изменения во времени *t* перемещения пуансона *l* исходной схемы пресса с рабочим объёмом гидронасоса $q_н$ = 150 см^3 при различных значениях величины настройки предохранительного клапана КП2: 1 – $p_{КП2max}$ = 4 МПа; 2 – $p_{КП2max}$ = 8 МПа; 3 – $p_{КП2max}$ = 12 МПа

Таким образом, произведённый теоретический анализ работы пресса-прототипа циклического действия показал, что повышение его производительности технически возможно, но экономически не оправданно. Это означает, что для повышения производительности пресса циклического действия необходимо принципиально изменить его гидравлическую схему.

Модернизированная гидравлическая схема пресс-молота. Нами предлагается оригинальная конструкция гидравлического пресс-молота, использующего два независимых аккумуляторных источника питания и ограничителями хода в виде комбинированных гидромеханических упоров. Теоретические исследования показали, что его быстродействие можно довести до 400-500 ударов в минуту без снижения усилия прессования, что соответствует быстродействию современных перфорационных прессов с механическими приводами.

Принципиальная гидравлическая схема предлагаемого пресс-молота приведена на рис.8.

Его работа осуществляется следующим образом. При первом включении ползун пресс-молота с установленным на нём инструментом (пуансоном), жёстко связанный со штоками гидроцилиндров ГЦ, находится в нижнем положении. Электромагниты всех гидрораспределителей обесточены.

Для запуска пресс-молота в работу включается электродвигатель ЭД, вращающий вал гидронасоса Н. Затем подаётся питание на электромагнит YA3 гидрораспределителя Р3, который закрывается, прекращая разгрузку гидронасоса Н и тем самым переводит гидросистему пресса в рабочее состояние. В этом случае осуществляется зарядка гидроаккумуляторов АК1, АК2 и производится подъём ползуна в верхнее положение. При достижении давления рабочей жидкости на входе гидроаккумулятора АК2 минимально допустимой величины управляющий микропроцессор даёт команду

на закрытие гидрораспределителя Р2 (подаётся питание на электромагнит YA2), который прерывает подачу рабочей жидкости от гидронасоса на вход гидроаккумулятора АК2 и гидроцилиндров ГЦ. Зарядка гидроаккумулятора АК1 осуществляется до максимально допустимого рабочего давления системы (до срабатывания предохранительного клапана КП1). После этого питание со всех электромагнитов гидрораспределителей снимается: гидросистема пресс-молота приведена в рабочее состояние, гидронасос разгружен.

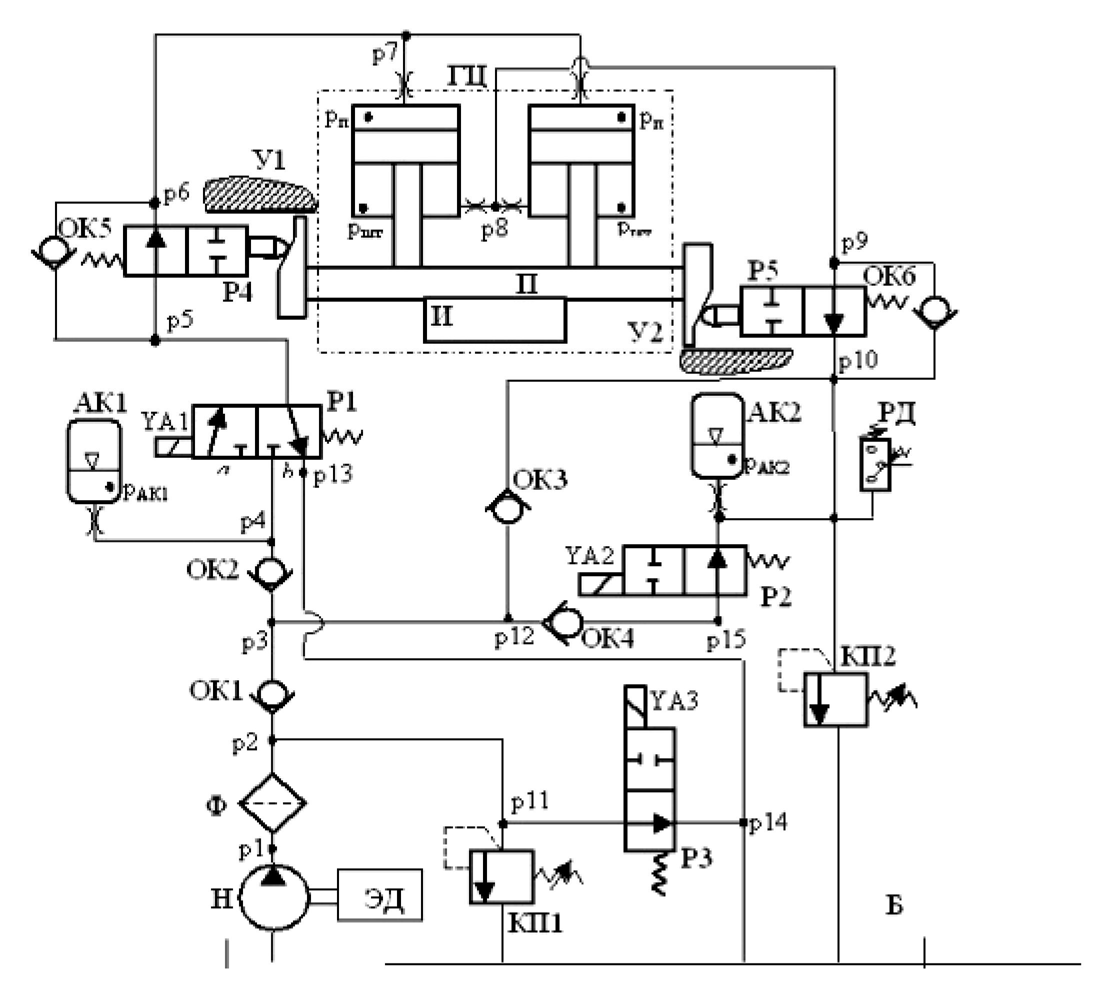


Рис.8. Принципиальная гидравлическая схема перфорационного пресс-молота с комбинированными ограничителями хода ползуна

Для совершения рабочего хода от микропроцессора подается управляющий сигнал на включение электромагнитов: YA3 гидрораспределителя Р3, YA2 гидрораспределителя Р2 и YA1 гидрораспределителя Р1. При этом гидрораспределитель Р2 закрывает проход рабочей жидкости от выхода обратного клапана ОК4 к входам гидроаккумулятора АК2, предохранительного клапана КП2 и штоковых полостей гидроцилиндров ГЦ. Гидрораспределитель Р1 соединяет выход гидроаккумулятора АК1 с поршневыми полостями гидроцилиндров ГЦ, вызывая перемещение ползуна П вниз. При этом рабочая жидкость, подаваемая в гидросистему насосом

Н через обратные клапаны ОК1 и ОК2, поступает на вход гидрораспределителя Р1, где смешивается с рабочей жидкостью, поступающей туда от гидроаккумулятора АК1 и, объединённый поток через гидрораспределитель Р1 и обратный клапан ОК5 направляется в поршневые полости гидроцилиндров ГЦ, осуществляя быстрый подвод инструмента, закреплённого на ползуне, к обрабатываемой заготовке. При движении траверсы вниз упор У1 сходит с толкателя гидрораспределителя Р4, переводя его в открытое состояние. Рабочая жидкость, вытесняемая из штоковых полостей гидроцилиндров ГЦ через открытый гидрораспределитель Р5, поступает на вход гидроаккумулятора АК2, осуществляя его дозарядку.

При ударе инструмента (пуансона) о заготовку скорость его движения несколько замедляется, но так как давление зарядки гидроаккумулятора АК1 достаточно высоко, то она остаётся значительной за счёт объединённого потока рабочей жидкости от насоса Н, гидроаккумулятора АК1 и инерции подвижных масс (ползуна, пуансон и др.).

После выхода пуансона из матрицы упор У2 прикрывает гидрораспределитель Р5, осуществляя торможение ползуна П, который достигнув нижнего упора, полностью останавливается. В этот момент подаётся команда на снятие питания с электромагнита YA1 гидрораспределителя Р1, что приводит к соединению поршневых полостей гидроцилиндров ГЦ со сливной магистралью, одновременно рабочая жидкость под действием давления заряженного гидроаккумулятора АК2 через обратный клапан ОК6 подаётся в штоковые полости гидроцилиндров ГЦ, заставляя их вместе с ползуном перемещаться вверх. Рабочая жидкость, вытесняемая из поршневых полостей гидроцилиндров ГЦ через открытый гидрораспределитель Р4 и гидрораспределитель Р1, поступает в гидробак Б. При выходе пуансона из пробитой заготовки упор У1 прикрывает гидрораспределитель Р4, осуществляя торможение ползуна, который достигнув верхнего упора полностью останавливается. Отметим, что по мере движения ползуна вверх, упор У2 сходит с толкателя гидрораспределителя Р5, переводя его в открытое состояние.

При выходе пуансона из обрабатываемой заготовки и его остановки подаётся команда на перестановку заготовки – цикл работы пресс-молота завершился.

После перестановки заготовки в новое рабочее положение, подаётся питание на электромагнит YA1 гидрораспределителя Р1 – рабочий цикл повторяется.

Следует отметить, что в предлагаемой схеме гидроаккумулятор АК2 работает с постоянным объёмом рабочей жидкости, а дозарядка гидроаккумулятора АК1 осуществляется как во время перестановки заготовки, так и при обратном движении траверсы, что значительно уменьшает потери рабочей жидкости и позволяет повысить производительность пресс-молота при использовании гидронасоса с меньшим рабочим объёмом. Обратный клапан ОК3 используется в настоящей схеме при необходимости обеспечения работы пресс-молота в режиме, с которым работал его прототип пресс «МОДЕЛЬ ППГ 160.00.001», гидроаккумулятор АК1 в этом случае блокируется.

Теоретические исследования влияния конструктивных параметров на качество работы пресс-молота. С целью выявления влияния различных конструктивных параметров на качество работы перфорационного

пресс-молота модернизированной конструкции была разработана специальная программа решения его математической модели [2]. Для выявления эффекта от введения в схему перфорационного пресс-молота дополнительного гидропневмоаккумулятора нами произведён расчёт работы модернизированной схемы пресс-молота, конструктивные параметры которого полностью совпадают с конструктивными параметрами пресса-прототипа (рис.9). Из рисунка видно, что быстродействие пресс-молота, оснащённого вторым гидропневмоаккумулятором и гидронасосом с рабочим объёмом, равным 100 см^3, составляет более 211,0 ударов в минуту при среднецикловом КПД около 20,0%. В то время, как для пресса – прототипа, оснащённого одним гидропневмоаккумулятором, аналогичные показатели составляют 112,0 ударов в минуту при среднецикловом КПД 26,0%.

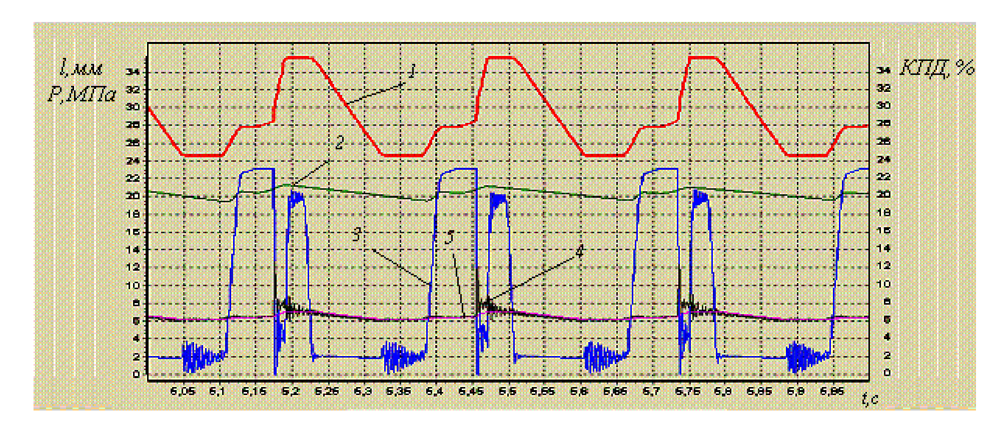


Рис.9. Графики изменения во времени *t* функциональных параметров пресс-молота с двумя гидропневмоаккумуляторами и гидромеханическими упорами (рабочий объём гидронасоса $q_н$ = 100 см^3): 1 – перемещение пуансона, мм; 2 – среднецикловой КПД процесса, %; 3 – давление в поршневых полостях гидроцилиндров ГЦ, МПа; 4 – давление в штоковых полостях гидроцилиндров ГЦ, МПа; 5 – давление в рабочей камере гидропневмоаккумулятора АК2, МПа

Таким образом, пресс-молот, оснащённый двумя гидропневмоаккумуляторами в сочетании с комбинированными гидромеханическими упорами улучшает пресс-прототип по быстродействию на 92% при снижении среднециклового КПД на 5,5%.

Результаты теоретического исследования влияния конструктивных и функциональных параметров на качество работы модернизированного пресс-молота с гидромеханическими упорами.С целью выявления влияния различных конструктивных и функциональных параметров на его основные показатели в качестве базового принят процесс пробивки стального листа толщиной S = 0.01м, который создаёт максимальное усилие сопротивления перемещению ползуна в процессе пробивки F_{max} = 1600 кН (рис.10).

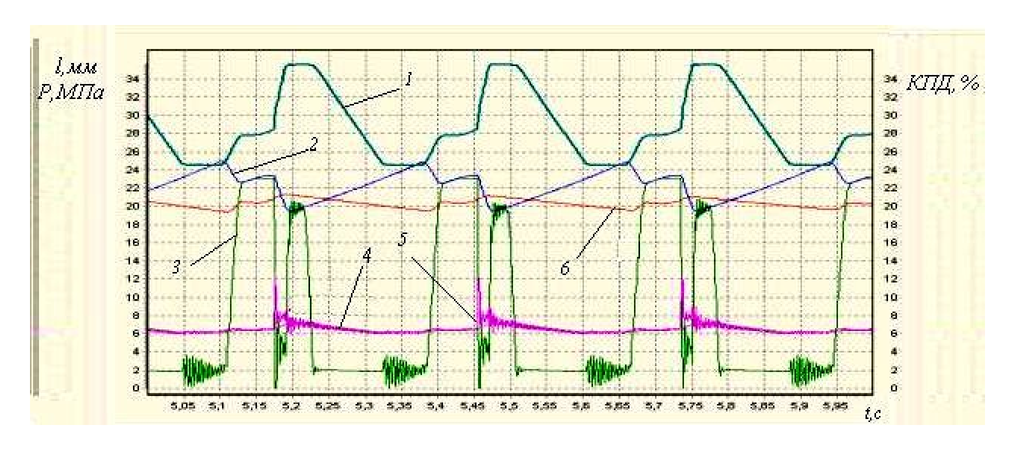


Рис.10. Графики изменения во времени *t* функциональных параметров базовой конструкции пресс-молота с двумя гидроаккумуляторами во время рабочего цикла: 1 – перемещение пуансона, мм; 2 – давление на входе гидроаккумулятора АК1, МПа; 3 – давление в поршневых полостях гидроцилиндров ГЦ, МПа; 4 – давление в штоковых полостях гидроцилиндров ГЦ, МПа; 5 – давление на входе гидроаккумулятора АК2, МПа; 6 – среднецикловой КПД процесса

Базовый пресс имеет следующие значения варьируемых конструктивных параметров:

рабочий объём гидронасоса.............................. $q_н = 100 \cdot 10^{-6}$ м^3;

полный ход штоков гидроцилиндров................ $L_п = 0{,}04$ м;

полная масса подвижных частей пресс-молота,
приведённая к штокам гидроцилиндров .... $M = 1000$ кг;

рабочие объёмы обоих
гидропневмоаккумуляторов .... $V_{01} = V_{02} = 6{,}3\ 10^{-3}$ м^3;

начальное давление зарядки
гидропневмоаккумулятора АК1 .... $p_{0ак1} = 8$ МПа;

минимально допустимое рабочее давление
гидропневмоаккумулятора АК2.......................... $p_{АК2min} = 6$ МПа.

Сравнительный анализ полученных результатов свидетельствует о том, что за счёт рационального подбора численных значений различных конструктивных и функциональных параметров производительность пресс-молота базовой конструкции, оснащённого вторым гидропневмоаккумулятором, повышается более чем на 81%, а по сравнению с прессом-прототипом, оснащённым одним гидропневмоаккумулятором (исходный пресс), производительность повышается почти в 3,5 раза.

Большое значение в обеспечении качественной работы быстродействующего гидрофицированного перфорационного пресс-молота имеют параметры настройки его цикла (первоначальное положение заготовки, координаты установки гидравлического и механического упоров, момент включения реверса пуансона).

Рационализация параметров пресс-молота, оснащённого двумя гидропневмоаккумуляторами в сочетании с гидромеханическими упорами, повышает его быстродействие до 490 ударов в минуту (рис.11), что соответствует увеличению в 2.28 раза по сравнению с базовым пресс-молотом до изменения его параметров и в 4,38 раза по сравнению с прессом-прототипом до изменения его конструкции.

Следует обратить внимание на резкое возрастание давления в поршневых полостях гидроцилиндров, которое объясняется ускорением движения поршней в момент скола металла заготовки.

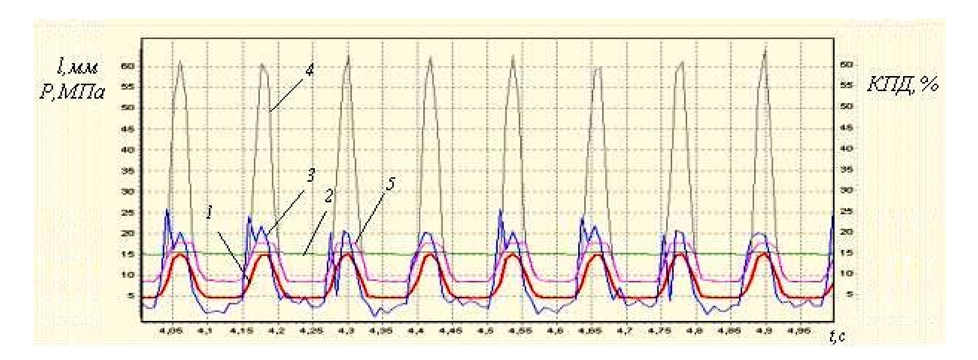


Рис.11. Графики изменения во времени t функциональных параметров пресса с двумя гидропневмоаккумуляторами и гидромеханическими упорами (рабочий объём гидронасоса $q_н$ = 100 см^3): 1 – перемещение пуансона, мм; 2 – среднецикловой КПД процесса, %; 3 – давление в поршневых полостях гидроцилиндров ГЦ, МПа; 4 – давление в штоковых полостях гидроцилиндров ГЦ, МПа; 5 – давление рабочей жидкости в гидропневмоаккумуляторе АК2, МПа.

Выводы. За счёт рационального подбора конструктивных и функциональных параметров гидравлического привода пресс-молота, оснащённого гидромеханическими упорами, его быстродействие повышается по сравнению с прессом-прототипом в 4,4 раза, и быстродействие достигает 490 рабочих ходов в минуту, что соответствует уровню производительности прессов с механическим приводом.

Библиографический список

1. *Рыбак А.Т.* Математическая модель гидравлического привода пресса циклического действия / А.Т.Рыбак // Управление. Конкурентоспособность. Автоматизация / под общ. ред. И.В. Богуславского: сб. науч. трудов. Вып. 3. – Ростов н/Д: Издательский дом «ИУИ АП», 2003. – С. 27 – 34.

2. *Жаров В.П.* Моделирование динамики гидравлического пресс-молота повышенного быстродействия / В.П.Жаров, А.Т.Рыбак, В.И.Мирный // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. – 2007. – №7. – С. 32-36.

Материал поступил в редакцию 12.03.08.

V.I. MIRNY

SEVERAL ISSUES OF PRODUCTIVITY INCREASE AND ECONOMIC EFFECTIVENESS OF HYDRAULIC PERFORATED HAMMER OF CYCLING CAPACITY

The work covers the issues of productivity increase and economic effectiveness of hydraulic circuit hammer through changes of constructive and functional parameters.

МИРНЫЙ Виктор Игнатьевич (р. 1947), заведующий лабораторией кафедры «Управление качеством» ДГТУ. Окончил факультет руководящего инженерного состава Военной академии бронетанковых войск (1982).

Научные интересы: гидропривод кузнечно-штамповочных машин.
Автор 7 научных публикаций.